[19]中华人民共和国国家知识产权局

[51]Int. Cl[7]

F02D 29/04
F02D 41/04
F02D 41/10 E02F 9/22
F15B 11/00

[12]发明专利说明书

[21] ZL 专利号 98108979.8

[45]授权公告日 2002 年 1 月 9 日

[11]授权公告号 CN 1077648C

[22]申请日 1998.5.25 [24]颁证日 2002.1.9

[21]申请号 98108979.8

[30]优先权

[32]1997.5.27 [33]JP [31]137073/1997

[73]专利权人 日立建机株式会社

地址 日本东京

[72]发明人 中村和则

审查员 庄一方

[74]专利代理机构 中国国际贸易促进委员会专利商标事务所

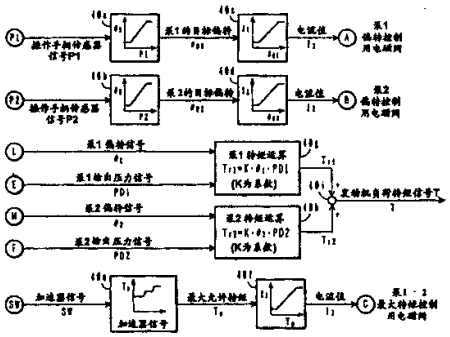
代理人 王以平

权利要求书 1 页 说明书 12 页 附图页数 9 页

[54]发明名称 建筑机械的发动机控制装置

[57]摘要

在泵控制器 40 中，由油压泵 1,2 的偏转信号 θ_1，θ_2 及油压泵 1,2 的输出压力信号 P_{D1}，P_{D2}，用公式 $Tr1 = K \cdot \theta_1 \cdot P_{D1}$，$Tr2 = K \cdot \theta_2 \cdot P_{D2}$（K 是常数）求出泵负荷转矩 Tr1，Tr2，并把这些相加后的值作 为负荷转矩信号 T。在发动机控制器 50 中，利用该信号 T 运算与发动机 负荷转矩相对应的喷射时间，控制时间调节器 55。这样，便能追踪负荷 变动、响应良好、高精度地控制燃料喷射时间，既能求得燃烧的最佳化，又能防止因 NOx 的产生而引起的排气恶化现象。



ISSN 1008-4274

知识产权出版社出版

权 利 要 求 书

1.一种建筑机械的发动机控制装置，具有柴油发动机；由该柴油发动机旋转驱动，并驱动多个执行机构的至少一台容量可变式油压泵；控制上述油压泵输出流量的流量控制装置和控制上述发动机燃料喷射量的电子燃料喷射装置；且该电子燃料喷射装置具有控制发动机的燃料喷射时间的喷射时间控制调节器；其特征在于具有：

检测上述油压泵状态量的检测装置；

根据该检测装置的检测值运算上述油压泵负荷的负荷运算装置；

和根据上述油压泵的负荷运算上述发动机的目标燃料喷射时间，并且使上述燃料喷射时间控制调节器工作的喷射时间运算控制装置。

2.按权利要求 1 所述的建筑机械的发动机控制装置，其特征是：上述检测装置包括检测上述油压泵输出压力的装置和检测上述油压泵偏转位置的装置；上述负荷运算装置，从这些检测值运算出油压泵的负荷。

3.按权利要求 1 所述的建筑机械的发动机控制装置，其特征是：上述检测装置具有检测上述油压泵输出压力的装置；上述负荷运算装置从该检测值和与上述流量指示装置指示的油压泵输出流量相当的目标偏转中运算出油压泵的负荷。

4.按权利要求 1 所述的建筑机械的发动机控制装置，其特征是：上述喷射时间运算控制装置，随着上述油压泵负荷的增大运算出上述目标燃料喷射时间以便使上述发动机的燃料喷射时间推迟。

5.按权利要求 1 所述的建筑机械的发动机控制装置，其特征是：还具有检测上述发动机转数的装置；上述喷射时间运算控制装置，根据上述发动机的转数运算目标燃料喷射时间，并把该目标燃料喷射时间与根据上述油压泵负荷求得的目标燃料喷射时间进行合成来决定使上述燃料的喷射时间控制调节器工作的目标喷射时间。

说　　明　　书

建筑机械的发动机控制装置

本发明涉及一种建筑机械的发动机控制装置，特别是关于一种把带有电子燃料喷射装置（电子控制调节器）的柴油发动机用于原动机的油压铲等建筑机械的发动机控制装置。

在油压铲等建筑机械中，为驱动多个执行机构至少应具备一个油压泵，而作为驱动该油压泵的原动机一般则使用柴油发动机。该柴油发动机用燃料喷射装置控制其燃料喷射量和燃料喷射时间，而关于其中的燃料喷射时间，以前多采用机械式计时机构根据转数来确定燃料喷射时间。但是，近年来，随着燃料喷射装置的电子化控制程度的提高，除控制燃料喷射量外，用喷射时间调节器还可以任意控制其喷射时间，这样，便可依据发动机的旋转等状态来分别确定其最佳喷射时间，实现良好的燃烧，从而使发动机的宽范围的性能提高。

例如，在特开平 1 － 110839 号公报中，当设有涡轮增压器的内燃机急加速时，由压力传感器检测出吸气压力，当该吸气压力低于设定基准值时，就使燃料喷射时间超前一定的角度以降低黑烟的发生，如果高于设定基准值，则不使用超前角以防止筒内压力异常升高。另外，图 1 和图 2 所示的是作为信息之一输入发动机负荷以反映在喷射时间控制中的实例。

另一方面，如果提前燃料喷射时间，则喷射到气缸内的燃料的燃烧温度将升高，其燃烧效率也高。但是，正如“建设的机械化”（1996DECEMBER No 562）、“排出气体对策型柴油发动机的概要与检点、保养（其 2）”、第 63 页所述的那样，一般都采用把燃料喷射时间推迟的方法。这是因为在高速高负荷时易于产生 NOx，它是 NO、NO_2 等的总称，被认为是光化学烟雾的原因；为了净化排出气体，在易产生 NO_X 的高速高负荷时，把燃料喷射时间推迟。

如上所述，在以往的柴油发动机电子燃料喷射装置里，是依据发动

机的负荷来调节燃料喷射时间，以便实现降低NO_X值的燃烧的。但是，以往的发动机负荷一般是依据发动机的转数和燃料喷射量推算决定的，并不是直接且准确地检测出加给发动机的负荷。因此就不能精确地控制燃料喷射时间，从而限制了燃烧效果的提高。

另外，用于油压铲等建筑机械的柴油发动机，其驱动对象是油泵，当该油泵驱动多个执行机构时，其输出流量和输出压力频繁地变化，油泵的负荷即发动机负荷将随之变动。因此，特别是在这类柴油发动机中，当用发动机的转数和燃料喷射量推断负荷并对喷射时间进行控制时，就不能追踪油压泵的负荷变动响应良好地控制喷射时间，也不能谋求燃烧效果的充分改善。

本发明的目的在于提供一种建筑机械的发动机控制装置，它在旋转驱动油压泵的柴油发动机中，通过追踪负荷变动，响应良好、高精度地控制燃料喷射时间来改善燃烧效果，谋求提高发动机性能。

（1）为实现上述目的，本发明的建筑机械发动机的控制装置具有柴油发动机，由该发动机旋转驱动、并驱动多个执行机构的至少一个容量可变式的油泵，控制上述油泵输出流量的流量控制装置和控制上述发动机燃料喷射时间的电子燃料喷射装置，且该电子燃料喷射装置具有控制发动机燃料喷射时间的喷射时间控制调节器；并配备有检测上述油压泵状态量的检测装置，根据该检测装置的检测值对上述油压泵负荷进行计算的负荷运算装置，和根据上述油压泵负荷对上述发动机的目标燃料喷射时间进行计算并使上述燃料喷射时间控制调节器工作的喷射时间运算控制装置。

这样，通过由负荷运算装置根据检测装置的检测值推算出油压泵的负荷，便能准确地了解发动机所承担的准确负荷，并且用喷射时间运算控制装置根据该油压泵的负荷推算并控制发动机的目标燃料喷射时间，因此就能精确地控制燃料喷射时间。另外，即使在油压泵的输出流量和输出压力频繁地变化引起油压泵负荷变动（发动机负荷）时，也能追踪这种变动响应良好地控制喷射时间。从而使燃烧得以改善，发动机性能得到提高。

（2）在上述（1）中，理想的是上述检测装置具有检测上述油泵

输出压力的检测装置和检测上述油压泵偏转位置的检测装置，上述负荷运算装置从这些检测值运算出油压泵的负荷。

这样，由于了解了加在发动机上的准确负荷，所以，用以上（1）所述的方法就能追踪负荷响应良好高精度地控制燃料喷射时间。

（3）在上述（1）中，上述检测装置设有检测上述油压泵输出压力的检测装置；上述负荷运算装置，也可以是利用该检测值和与上述流量指示装置指示的油压泵输出流量相当的目标偏转运算出油压泵的负荷的装置。

这样，通过采用作为油压泵的输出流量实际改变之前的值的目标偏转计算油压泵的负荷，便可使相对于油压泵负荷（发动机负荷）变动的喷射时间控制的追踪响应性能得到提高，可以更精确地进行喷射时间的控制，并可以谋求燃烧的进一步改善。

（4）此外，在上述（1）中，最好是上述喷射时间运算控制装置随着上述油压泵负荷的增大，对上述目标燃料喷射时间进行运算以便推迟上述发动机燃料的喷射时间。

这样，随着油压泵的负荷（发动机负荷）的增大推迟发动机的燃料喷射时间便可降低 NO_X 的发生。

（5）此外，在上述（1）中最好是还具备检测上述发动机转数的装置；上述喷射时间运算控制装置，根据上述发动机的转数计算出目标燃料喷射时间，并把该目标燃料喷射时间与根据上述油压泵负荷求得的目标燃料喷射时间合成后，确定使上述燃料喷射时间控制调节器进行工作的目标喷射时间。

由此，与依据转数的喷射时间控制相组合便可以进行按照上述的发动机负荷的喷射时间控制。

图 1 是本发明的第 1 种实施状态的控制装置的整体结构图，即油压回路与泵控制系统的合成图。

图 2 是油压泵调节器部分的放大图。

图 3 是电子燃料装置的简要结构图。

图 4 是表示泵控制器处理内容的功能框图。

图 5 是表示发动机控制器处理内容的功能框图。

图 6 是表示发动机控制器的燃料喷射时间运算环节处理内容的功能框图。

图 7 表示由本发明的发动机控制装置实施控制时发动机旋转数与发动机负荷及喷射时间的关系图。

图 8 是本发明的第 2 种实施状态的控制装置的整体结构图，即油压回路和泵控制系统的合成图。

图 9 是表示泵控制器处理内容的功能框图。

下面，参照附图说明本发明的实施状态。

首先，参照图 1 - 图 6 说明本发明的第 1 种实施状态。

图 1 中，1 和 2 是容量可变式的油压泵，油压泵 1 和 2 通过阀门 3，4 与执行机构 5、6 相连，并通过油压泵 1，2 输出的油压驱动执行机构 5，6。执行机构 5，6 是例如推动油压铲作业前端的吊杆、臂等进行运动的油缸，通过驱动该执行机构 5，6 便可完成规定的作业。执行机构 5，6 的驱动指令由操作手柄装置 33，34 给出，用操作手柄装置 33，34 操纵阀门 3，4，并控制执行机构 5，6 的动作。

油压泵 1，2 是例如斜板泵，通过用调节器 7、8 控制容量可变机构的斜板 1a,2a 的偏转，来控制各泵的输出流量。

9 是固定容量式控制泵，它作为一种控制压的发生源可生成油压信号和产生控制用压力油。

油压泵 1，2 及控制泵 9 与原动机 10 的输出轴 11 相连，并由原动机 10 驱动而旋转。原动机 10 是柴油发动机，设有电子燃料喷射装置 12。此外，它的目标转数是靠加速器操作输入部 35 来提供指令的。

油压泵 1，2 的调节器 7，8，各自具有偏转调节器 20，20 和正向偏转控制用的第一伺服阀 21，21 以及限制输入转矩控制用的第二伺服阀 22，22，依靠这些伺服阀 21，22 控制由控制泵 9 作用给偏转调节器 20 上的压油的压力，从而控制油压泵 1，2 的偏转。

将油压泵 1，2 的调节器 7，8 放大后如图 2 所示。各偏转调节器 20，设有在其两端具有大径受压部 20a 和小径受压部 20b 的工作活塞 20c 和位于受压部 20a，20b 处的受压室 20d 和 20e，当两个受压室 20d 和 20 的压力相等时，由于面积差使工作活塞 20c 移向图示右方，使得斜板

1a 或者 2a 的偏转减小，泵的输出流量减少，当大径侧受压室 20d 内的压力降低时，则工作活塞 20c 就移向图示的左方，于是，斜板 1a 和 2a 的偏转变大，泵的输出流量增加。另外，大径受压室 20d 通过第一及第二伺服阀 21， 22 与控制泵 9 的输出管路相连，小径受压室 20e 直接与控制泵 9 的输出管路相连。

正向偏转控制用的各第一伺服阀 21 是靠来自电磁控制阀 30 或者 31 的控制压力而工作的阀门，当控制压力大时阀体 21a 向图示的右方移动，来自控制泵 9 的控制在未减压状态下传递给受压室 20d，使油压泵 1 或者 2 的输出流量减少，随着控制压力的下降阀体 21a 在弹簧 21b 的弹力作用下向图示的左方移动，并在控制泵 9 的控制压降低后传递给受压室 20d，使油压泵 1 或者 2 的输出流量增大。

限制输入转矩控制用的第二伺服阀 22 是靠来自油压泵 1 和 2 的输出压力和电磁控制阀 32 的控制压力而工作的阀门，来自油压泵 1 或者 2 的输出压力和电磁控制阀 32 的控制压力分别被引导到操作驱动部的受压室 22a， 22b， 22c 内，当由油压泵 1 和 2 的输出压力产生的油压力之和比由弹簧 22d 的弹力以及引导到受压室 22c 内的控制压力的油压力之差所确定的设定值低时，阀体 22e 向图示的右方移动，在来自控制泵 9 的控制压力不变的状态下传递给受压室 20d，使油压泵 1 或者 2 的输出流量增加，当由油压泵 1 和 2 的输出压力产生的油压力之和比同一设定值高时，阀体 22e 向图示的左方移动，在来自控制泵 9 的控制压不减压的状态下被传递给受压室 20d，使油压泵 1 或 2 的输出流量减少。此外，当来自电磁控制阀 32 的控制压力低时，加大上述设定值，从油压泵 1 或 2 高的输出压力中让油压泵 1 或者 2 的输出流量减少，随着来自电磁控制阀 32 的控制压力的增高减小上述设定值，则来自油压泵 1 或 2 中较低的输出压力将使油压泵 1 和 2 的输出流量减少。

当操作手柄 33， 34 分别位于中间位置时，电磁控制阀 30， 31 分别使将要输出的控制压达最高，当操作操作手柄 33， 34 时其动作使得控制压力随着该操作量的增大而降低（后述）。此外，电磁控制阀 32 的动作使得将要输出的控制压力随着来自加速器操作输入部 35 的加速器信号所表示的目标转数的增高而降低（后述）。

综上所述，随着操作手柄33，34的操作量的增大油压泵1，2的输出流量将增加，在对油压泵1，2的偏转实施控制的同时就能得与阀门3、4要求的流量相对应的输出流量；与此同时，随着油压泵1，2输出压力的上升，或者随着加速器操作输入部35的目标转数的减低，较小地限制油压泵1，2的偏转以便使油压泵1、2的负荷不超过原动机10的输出转矩。

返回到图1，40是泵控制器，50是发动机控制器。

泵控制器40将来自压力传感器41，42，43，44和来自位置传感器45，46的检测信号以及来自加速器操作输入部35的加速器信号输入，并进行规定的运算处理，在把控制电流输出给电磁控制阀30，31和32的同时，把发动机负荷转矩信号输出给发动机控制器50。

操作手柄33，34是一种将控制压生成为操作信号并输出的油压控制方式，在操作杆装置33，34的控制回路中设置有检测其控制压的梭阀36，37，压力传感器41，42分别检测由该梭阀36，37检测出的控制压。另外，压力传感器43，44分别检测油压泵1、2的输出压力，而位置传感器45，46分别检测油压泵1，2的斜板1a，2a的偏转。

发动机控制器50在输入来自上述加速器操作输入部35的加速器信号及来自泵控制器40的发动机负荷转矩信号的同时，输入来自转数传感器51、连杆位置传感器52和超前角传感器53的检测信号，并进行规定的运算处理，然后，将控制电流输出给速度调节器54和时间调节器55。转数传感器51是检测发动机10转数的装置。

图3表示电子燃料喷射装置12及其控制系统的概要。在图3中，电子燃料喷射装置12设有发动机10的各气缸喷射泵56、喷咀57和调速机构58。喷射泵56设有柱塞61和沿柱塞筒61内部上下运动的柱塞筒62，当凸轮轴59旋转时，装在凸轮轴59上的凸轮60因旋转向上提升柱塞61给燃料加压，加压后的燃料被送出喷咀57，喷射到发动机的缸体内。凸轮轴59随着原动机10的曲轴的运动而转动。

另外，调速机构58，包括上述速度调节器54和由该速度调节器54控制的位置连杆机构64。通过该连杆机构64带动柱塞61转动，使设置在柱塞61上的簧片与设置在柱塞筒62上的燃料吸入口的相对位置发生

变化，并通过柱塞的有效压缩行程的改变而调整燃料喷射量。上述的位置连杆传感器52设置在该连杆机构上，并检测该连杆的位置。速度调节器54可采用例如电磁螺线管式。

另外，电子燃料喷射装置12设有上述时间调节器55，并相对于连结在曲轴上的轴65的旋转对凸轮轴59做超前角的相位调整，来调整燃料的喷射时间。由于需要向喷射泵56传递驱动转矩，该时间调节器55在调整相位时则需较大的力。因此，在时间调节器55上采用了一个内置油压调节器的装置，同时还设置了一个电磁式控制阀66，该阀66可把来自发动机控制器50的控制电流变换成油压信号；并依靠油压改变超前角。设置上述转数传感器51用于检测轴65的转数，设置超前角传感器53用于检测凸轮轴59的转数。

泵控制器40的处理内容可由图4所示的功能框图表示。在图4中，来自压力传感器41，42的检测信号（操作手柄传感器信号P1及P2）由目标偏转运算部分40a，40b转换成油压泵1，2的目标偏转θ_{01}，θ_{02}，然后，再由电流值运算部分40c，40d变换成电流值I_1，I_2，并把相应的控制电流输出给电磁控制阀30，31。

因此，将运算部分40a，40b中的传感器信号P1，P2的控制压与目标偏转θ_{01}，θ_{02}，的关系分别设定成随着控制压升高而增大其目标偏转θ_{01}，θ_{02}；将运算部分40c，40d的目标偏转θ_{01}，θ_{02}与电流值I_1，I_2的关系，各自设定成随着目标偏转θ_{01}，θ_{02}的增大而增加电流值I_1，I_2；因此，如前所述，当操作手柄33，34分别位于中间位置时电磁控制阀30，31分别使将要输出的控制压力达最高，当操作操作手柄33，34时，其动作使得控制压力随着该操作量的增大而降低。

另外，来自加速器操作输入部35的加速器信号由运算部分40e变换成最大允许转矩Tp，然后，由电流变换部40f变换为电流值I_3，并将相应的控制电流输出给电磁控制阀32。由于加速器操作输入部35是由操作者操作的部件，因此应根据操作者的使用条件选择加速器信号，并给出目标转数。

这里，将运算部分40e中的加速器信号与最大允许转矩的关系设计成随着由加速器信号所表示的目标转数的增高而加大最大允许转矩Tp

的方式；将运算部分 40f 中的最大允许转矩 Tp 与电流值 I_3 的关系设计成随着最大允许转矩 Tp 的增大而增加电流值 I_3 的方式。如上所述，电磁控制阀 32 工作，以便使随着由来自加速器输入部 35 的加速器信号所表示的目标转数增高而降低将要输出的控制压力。

再有，将来自位置传感器 45 的检测信号（油压泵 1 的偏转信号 θ_1）和来自压力传感器 43 的检测信号（油压泵 1 的输出压力信号 P_{D1}）输入给转矩运算部分 40g，把来自位置传感器 46 的检测信号（油压泵 2 的偏转信号 θ_2）和来自压力传感器 44 的检测信号（油压泵 2 的输出压力信号 P_{D2}）输入给转矩运算部分 40h，在这些运算部分 40g， 40h 上用以下的式子计算出油压泵 1， 2 的负荷转矩 T_{r1} 和 T_{r2}。

$T_{r1}=K \cdot \theta_1 \cdot P_{D1}$

$T_{r2} = K \cdot \theta_2 \cdot P_{D2}$

（K 为常数）

将负荷转矩 T_{r1},T_{r2} 用加法器 40_1 进行相加，就可求得油泵 1 和油泵 2 的合成负荷转矩。该合成负荷转矩就作为发动机的负荷转矩信号 T 输出给发动机控制器 50。

发动机控制器 50 的处理内容如图 5 所示的功能框图。在图 5 中，来自加速器操作输入部 35 的加速器信号和来自转数传感器 51 的检测信号（发动机的转数信号），及来自连杆位置传感器 52 的检测信号（连杆位置信号）经燃料喷射量运算部分 50a 变换成燃料喷射量指令，并把相应的控制电流输出给速度调节器 54。这里，有关燃料运算部分 50a 的处理内容是大家知道的，无论改变由加速器信号所表示的目标转数和用转数传感器 51 检测出的发动机转数中的哪一种，总是由目标转数减去检测转数的转数的差值△ N 去调整连杆位置，如果△ N 为正则调整连杆机构 64 的连杆位置使喷射的燃料量增大，如果转数差值△ N 为负则调整连杆机构 64 的连杆位置使燃料喷射量减少。连杆位置信号用于反馈控制。

另外，来自转数传感器 51 的检测信号（发动机转数信号）、来自泵控制器 40 的发动机负荷转矩信号 T 和来自超前角传感器 53 的检测信号（超前角信号）经燃料喷射时间运算部分 50b 变换成燃料喷射时间指令，然后，把相应的控制电流输出给时间调节器 55 的电磁控制阀 66。

图 6 表示燃料喷射时间运算部分 50b 的处理内容的详细情况。在图 6 中，来自转数传感器 51 的检测信号（发动机转数信号）输入给第一喷射时间运算部分 50c，并根据发动机转数运算喷射时间。

在第一喷射时间运算部分 50c 中按熟知的想法运算喷射时间，即在第一喷射时间运算部分 50c 中当发动机处于低转数时，相对于发动机的转数相应地推迟喷射时间，随着发动机转数的提高，相应提前喷射时间，有关发动机转数与喷射时间的关系应予先设定好，以便据此关系来运算喷射时间。

另外，将来自泵控制器 40 的发动机负荷转矩信号 T 输入到第二喷射时间运算部分 50d 中，并根据发动机负荷转矩运算喷射时间。

众所周知，当燃料喷射时间提前时，喷射到气缸内的燃料的燃烧温度高，燃烧效率也高。因此，过去，设定的喷射时间比与发动机旋转对应的燃料喷射时间相对提早。此时，当发动机处于低负荷时燃料量少，由于产生的 NO_X，黑烟等也少，因此，可以将燃料喷射时间相对发动机的旋转作相应的提前。不过，由于高速·高负荷时燃烧温度很高，且容易产生 NO_X（将 NO， NO_2 等总称为 NO_X）等，这被认为是引起光化学烟尘的原因。因此，为了在高速·高负荷时降低 NO_X 相对推迟喷射时间为好，以便求得燃烧的最佳化。

第二喷射时间运算部分 50d 就是根据如下考虑来运算喷射时间的。即由第二喷射时间运算部分 50d，予先设定好发动机负荷转矩与喷射时间的关系，当发动机负荷转矩较小时相对发动机的旋转相应提前喷射时间，而随着发动机负荷转矩的增大推迟其喷射时间。

将由第一及第二喷射时间运算部分 50c、50d 运算出来的喷射时间用加法器 50e 进行相加，并将此合成值作为目标喷射时间输出。用减法器 50f 算出该目标喷射时间与来自超前角传感器 53 的检测信号（超前角信号）之间的差值，并用指令值运算部分 50g，从该差值中算出喷射时间指令。把该喷射时间指令变换成控制电流输出给时间调节器 55 的电磁控制阀 66。

图 7 表示的，是用上述燃料喷射时间指令控制时间调节器 55 时的发动机转数与负荷转矩及喷射时间的关系。由该图可知，控制时间调节器

55，以便随着发动机转数的上升，提前燃料喷射时间，同时随着发动机负荷转矩的增加而推迟燃料喷射时间。

如果采用以上结构的实施形态进行控制，则随着发动机负荷转矩的增大燃料喷射时间将被推迟，这样能够防止因 NO_X 的产生而引起的排气恶化现象。

另外，通过用泵控制器 40 计算油压泵 1，2 的负荷转矩 T_{r1},T_{r2}，并且将其和作为发动机的负荷转矩，这样，便可直接准确地计算出发动机所承担的负荷，在发动机控制器 50 上正是采用该发动机负荷转矩来计算目标燃料喷射时间的。因此，在根据发动机负荷准确地求得目标燃料喷射时间的同时，每当执行机构 5，6 工作时油压泵 1，2 的输出流量和输出压力会频繁地变化，即使认为油压泵的负荷变化即是发动机的负荷变化，也能追随这种变化响应良好地控制喷射时间。其结果是能最佳控制燃料喷射时间，求得燃烧的最佳化，提高燃烧效率，降低燃料消耗，同时也使抑制了 NO_X 的产生的净化排气成为可能，并能谋求发动机性能的提高。此外，既能抑制发动机燃烧室内温度的上升，也提高发动机的可靠性。

本发明的第 2 实施状态参照图 8 及图 9 予以说明。本发明的实施形态是采用泵的目标偏转值来计算油压泵的负荷转矩的装置。将与图 1 和图 4 中所表示的部件相同或者具有相同功能的部分附以同样的符号。

由于图 8 中的本实施形态的油压泵 1，2 上未设置有检测斜板 1a,2a 偏转的位置传感器，所以在泵控制器 40A 中，就只有来自压力传感器 41，42，43，44 的检测信号和加速器操作输入部 35 的加速器信号输入。

泵控制器 40A 的处理内容如图 9 所示的功能框图。在图 9 中，目标偏转运算部分 40a，40b，电流值运算部分 40c，40d，最大转矩运算部分 40e、和电流值变换部 40f 中的处理内容与图 4 所示的第 1 实施形态相同。

由目标偏转运算部分 40a 运算的油压泵 1 的目标偏转 θ_{01} 及从压力传感器 43 来的检测信号（油压泵 1 的输出压力信号 P_{D1}）输入给转矩运算部分 40Ag，由目标偏转运算部分 40b 运算的油压泵 2 的目标偏转 θ_{02} 及从压力传感器 44 来的检测信号（油压泵 2 的输出压力信号 P_{D2}）输入

给转矩运算部分 40h，由运算部分 40g,40Ah 根据下式计算油压泵 1，2 的负荷转矩 Tr1,Tr2。

$$Tr1=K \cdot \theta_{01} \cdot P_{D1}$$

$$Tr2=K \cdot \theta_{02} \cdot P_{D2}$$

（K 是常数）

由加法部 40i 通过对该负荷转矩 Tr1,Tr2 进行相加运算就能求出油压泵 1，2 的合成转矩 Tr12，然后将该泵负荷转矩 Tr12 和由最大转矩运算部分 40e 运算出的最大允许转矩 Tp 输入给最小值选择部分 40j，这里，选择两者之中的小者。

如上所述，用调节器 7、8 来控制油压泵 1，2 的偏转，便可使油压泵 1、2 的负荷不超过原动机 10 的输出转矩；因为随着油压泵 1，2 的输出压力的上升，或者随着从加速器操作输入部 35 输入的目标转数的降低，油压泵 1，2 的输出流量的最大值将变小。也就是说，当由目标偏转运算部分 40a,40b 计算出的油压泵 1，2 的负荷转矩如果超过最大允许转矩 Tp 时则要求控制油压泵 1，2 的偏转不能增大。为此，通过用最小值选择部分 40j 来选择出泵负荷转矩 Tr12 和最大允许转矩 Tp 中的小者，就能求出与油压泵 1，2 的实际负荷转矩相当的值。

由最小值选择部分 40j 选择出来的负荷转矩作为发动机负荷转矩信号 T_0 输出给发动机控制器 50。

如果采用本实施形态，由于是用油压泵 1，2 的输出流量实际变化之前的值作为泵的目标偏转而求得油压泵 1，2 的负荷转矩（发动机负荷转矩）的，所以对于因油压泵 1，2 的输出流量的变化引起的发动机负荷的变动，喷射时间控制的追踪响应性大为提高，既能更加精确地对喷射时间进行控制，也使燃烧状况进一步改善。此外，由于不采用检测油压泵 1，2 的斜板位置的位置传感器，故使控制装置的成本下降。

还有，在上述实施形态中，泵控制器和发动机控制器都是分别设置的，当然也可采用一个控制器的结构。

另外，虽然油压泵 1，2 的输出压力是用压力传感器 43，44 直接检测出来的，但是由于油压执行机构 5，6 的负荷压力与油压泵 1，2 的输出压力具有一定的关系，所以检测油压执行机构 5，6 的负荷压力

后，也可以再由该负荷压力推算出油压泵1，2的输出压力。

如上所述，依据本发明，准确地计算出发动机所承担的负荷，就能决定发动机的目标燃料喷射时间，所以就能追踪发动机的负荷变动，响应良好地、高精度地控制喷射时间，实现燃料喷射时间的最佳控制。因此在谋求最佳燃烧效果，提高燃烧效率，改善燃料消耗的同时，也使抑制了NO_X的产生的净化排气成为可能，并能谋求发动机性能的提高。此外，既能抑制发动机燃烧室内温度的上升，也能提高发动机的可靠性。

说 明 书 附 图

图1

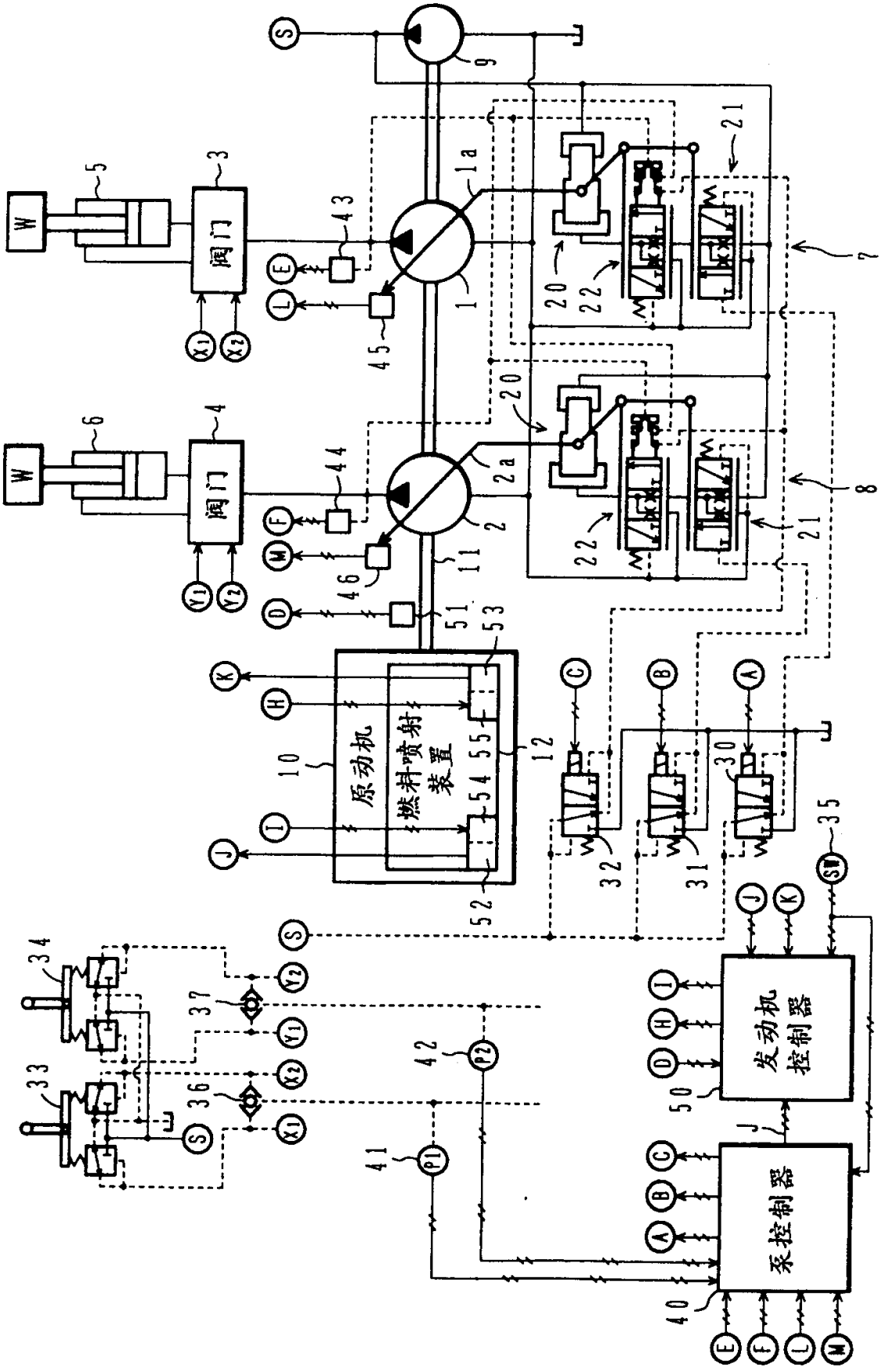


图2

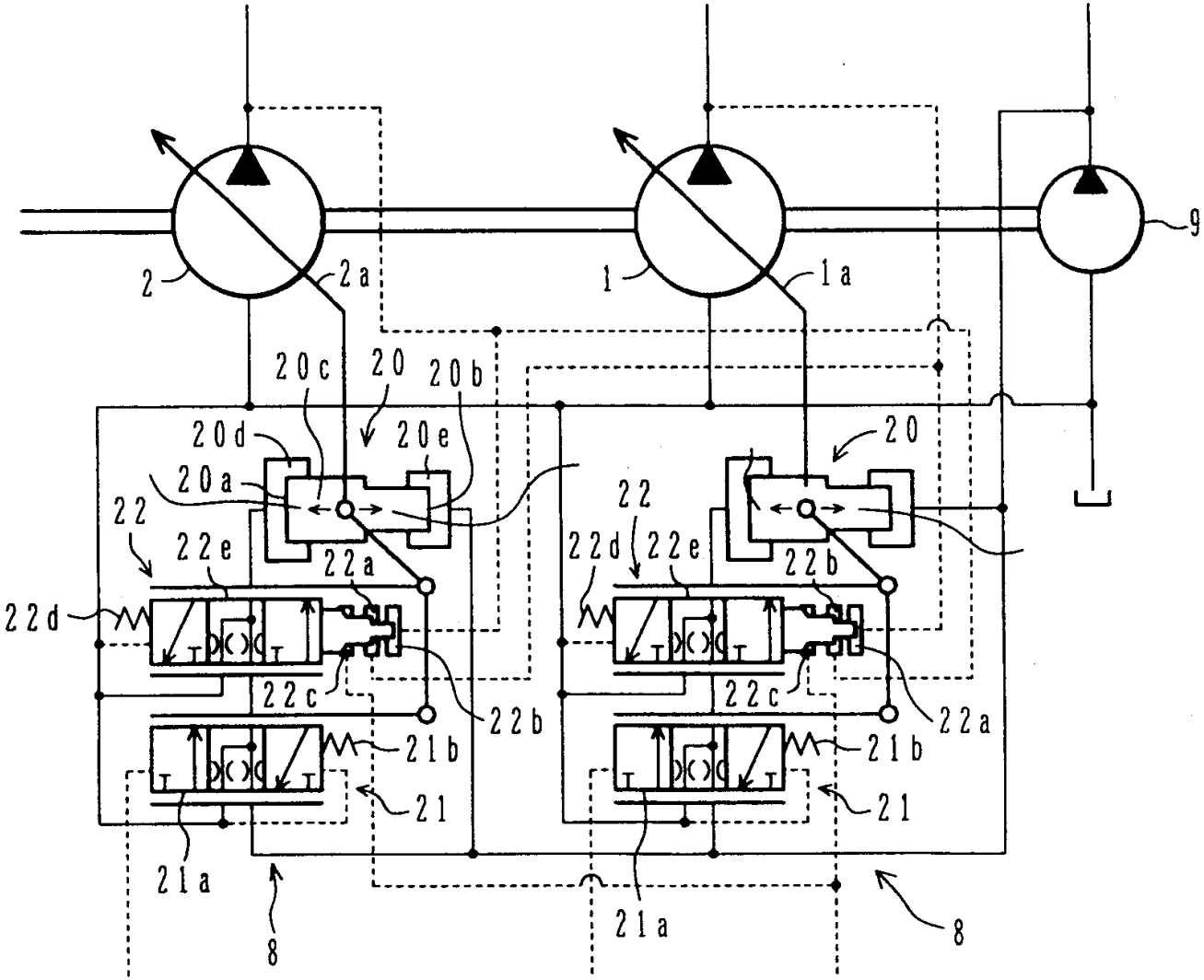

2
2a
1
1a
9
20c
20
20b
20d
20e
20a
20
22
22e
22a
22d
22c
22b
21b
21
21a
8
自电磁阀31
自电磁阀30
自电磁阀32

图3

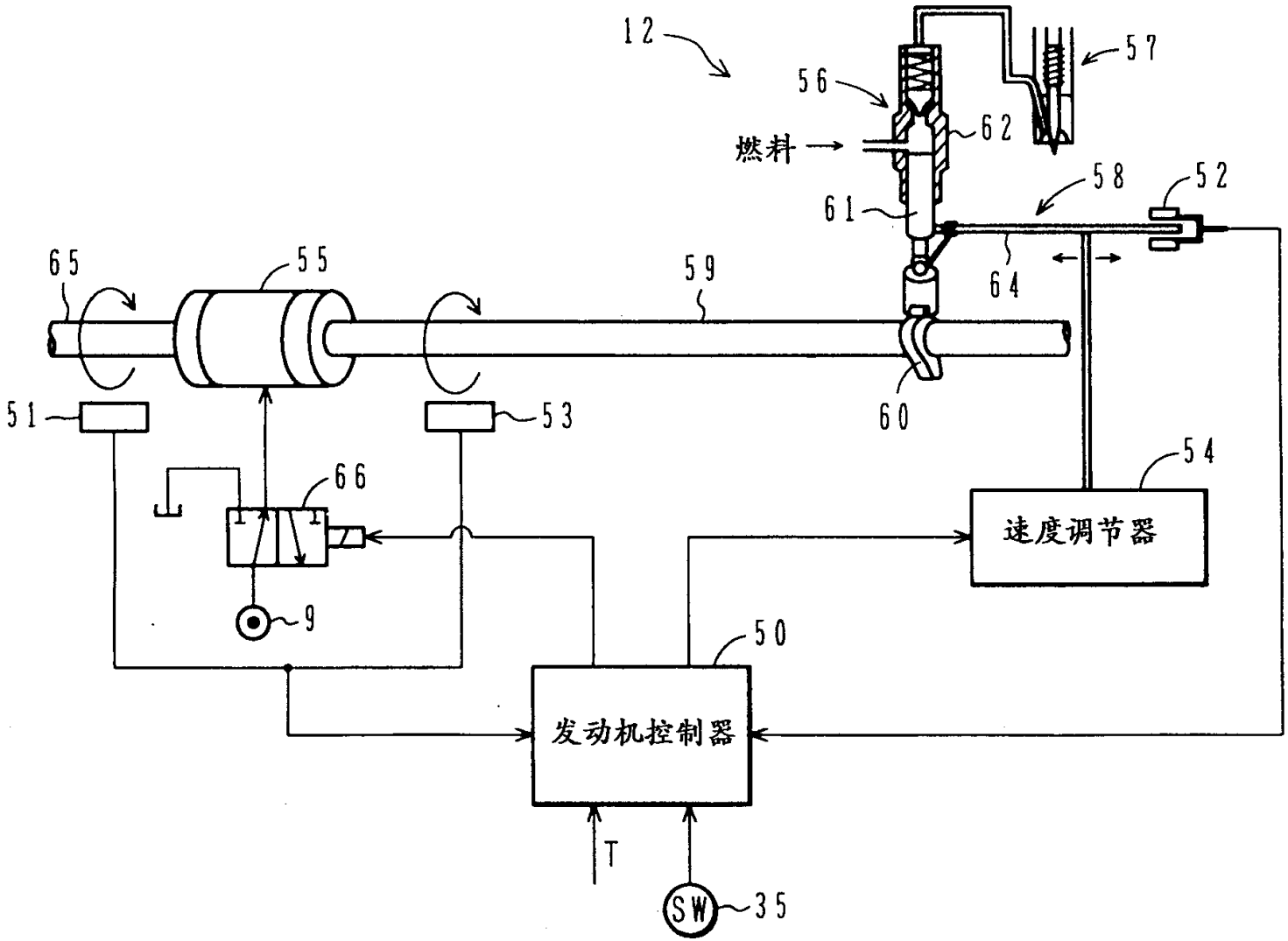

12
56
57
62
燃料
58
52
61
64
65
55
59
60
51
53
54
66
速度调节器
9
50
发动机控制器
T
SW
35

图4

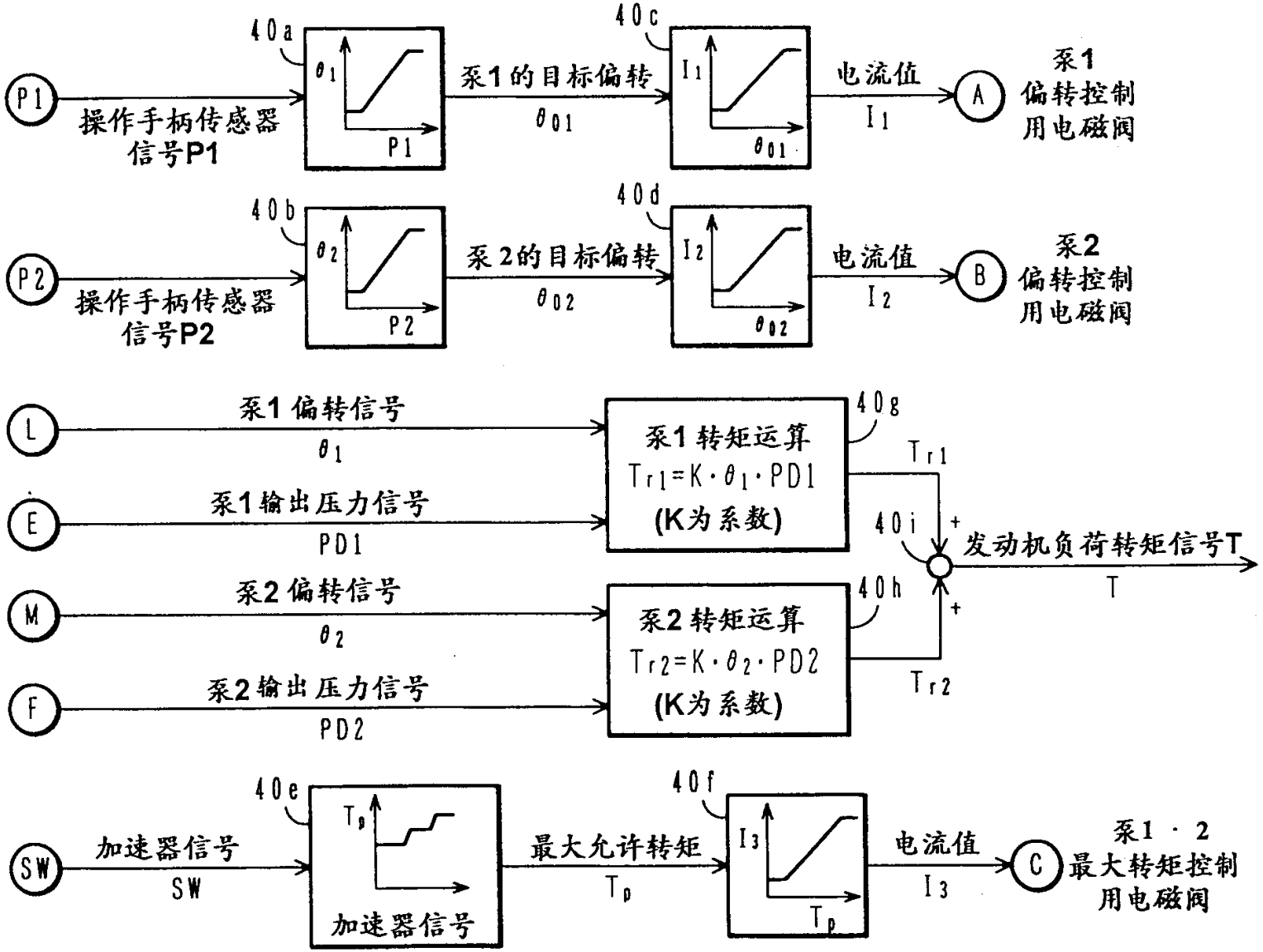
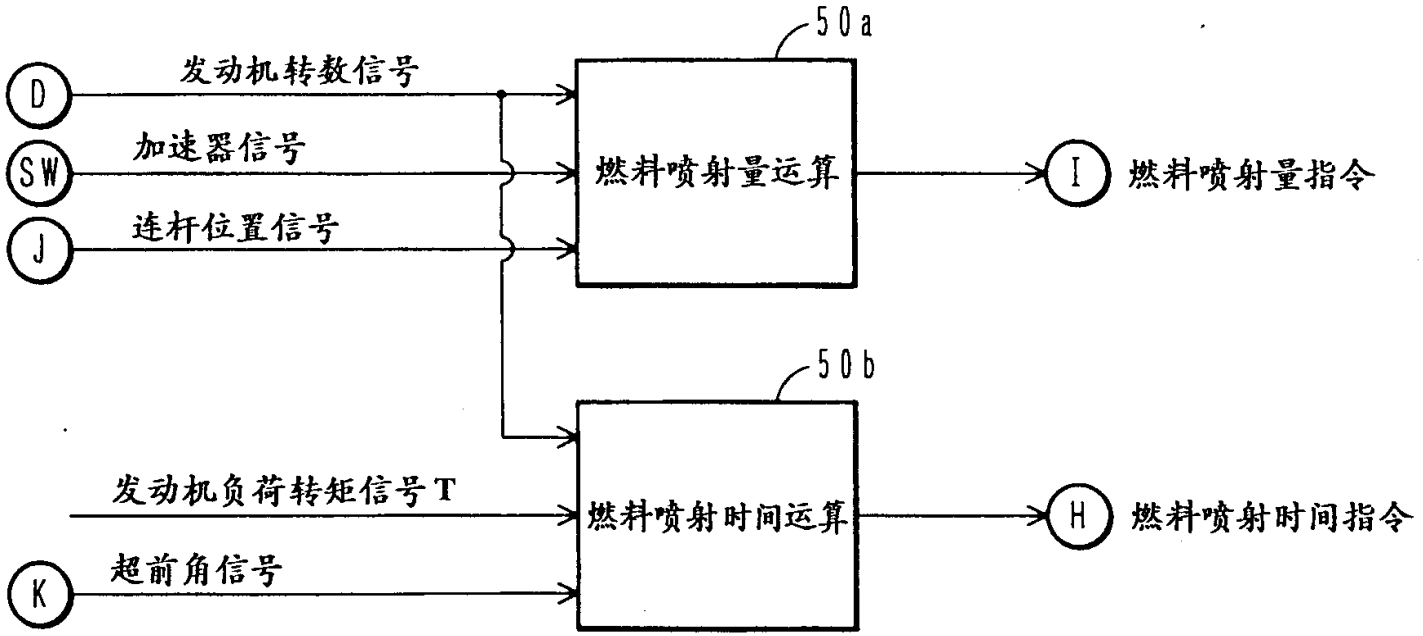
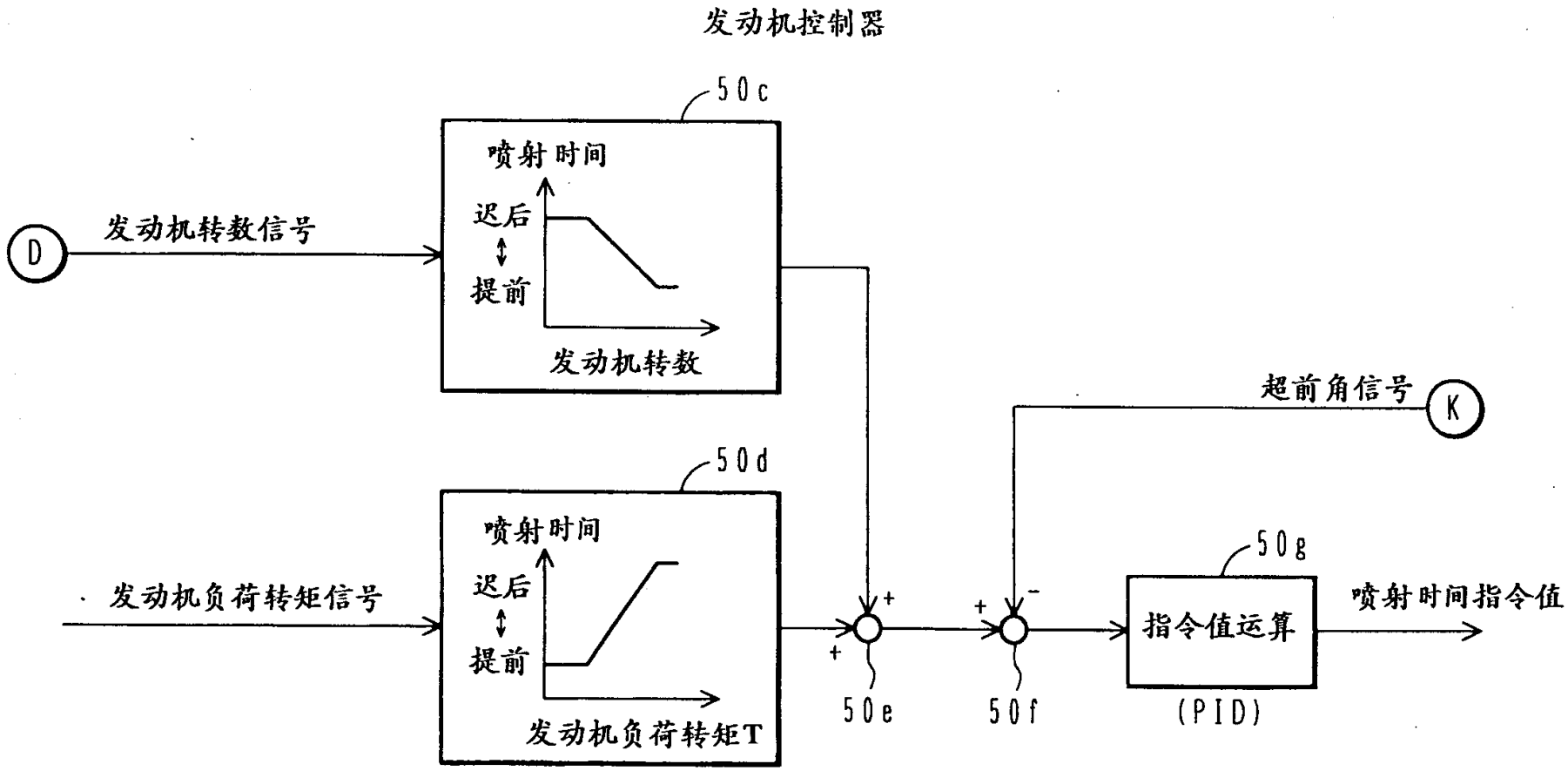

40a
P1
操作手柄传感器
信号P1
θ1
P1
泵1的目标偏转
θ01
40c
I1
θ01
电流值
I1
A
泵1
偏转控制
用电磁阀
40b
P2
操作手柄传感器
信号P2
θ2
P2
泵2的目标偏转
θ02
40d
I2
θ02
电流值
I2
B
泵2
偏转控制
用电磁阀
L
泵1 偏转信号
θ1
E
泵1输出压力信号
PD1
M
泵2 偏转信号
θ2
F
泵2输出压力信号
PD2
泵1 转矩运算
Tr1=K·θ1·PD1
(K为系数)
40g
Tr1
泵2 转矩运算
Tr2=K·θ2·PD2
(K为系数)
40h
Tr2
40i
+
+
发动机负荷转矩信号T
T
40e
SW
加速器信号
SW
Tp
加速器信号
最大允许转矩
Tp
40f
I3
Tp
电流值
I3
C
泵1 · 2
最大转矩控制
用电磁阀

图5



发动机控制器运算处理

图6



燃料喷射时期运算处理

图7

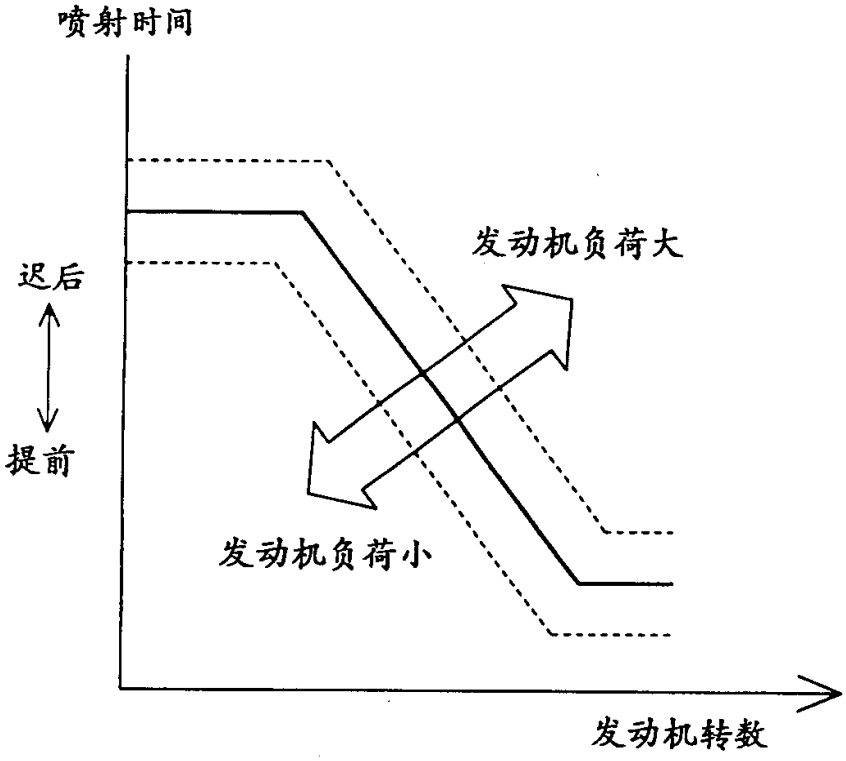


图8

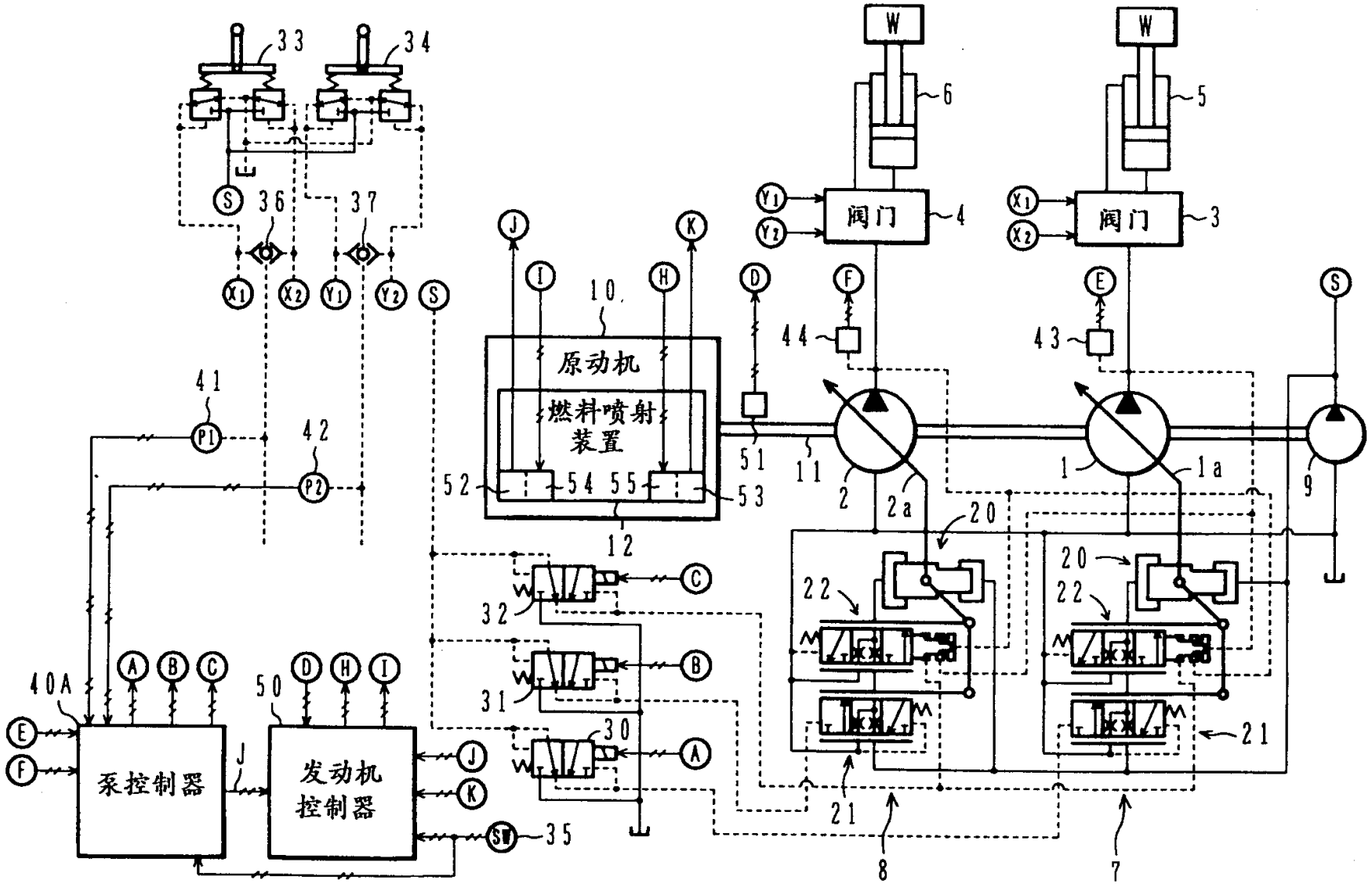
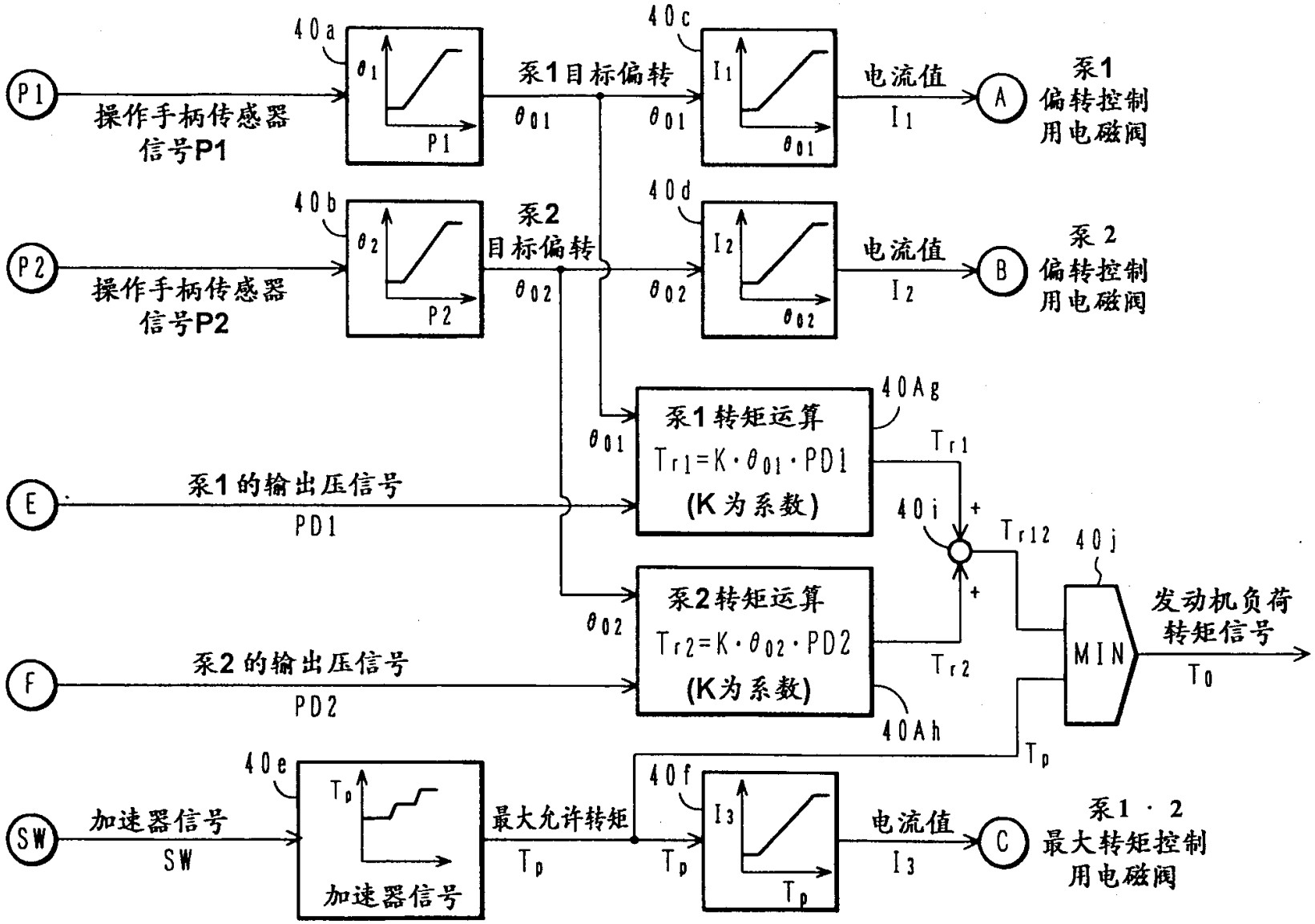


图9


P1
操作手柄传感器
信号P1
40a
θ1
P1
泵1目标偏转
θ01
40c
I1
θ01
电流值
I1
A
泵1
偏转控制
用电磁阀
P2
操作手柄传感器
信号P2
40b
θ2
P2
泵2
目标偏转
θ02
40d
I2
θ02
电流值
I2
B
泵2
偏转控制
用电磁阀
E
泵1的输出压信号
PD1
θ01
泵1转矩运算
Tr1=K·θ01·PD1
(K为系数)
40Ag
Tr1
40i
+
Tr12
40j
F
泵2的输出压信号
PD2
θ02
泵2转矩运算
Tr2=K·θ02·PD2
(K为系数)
40Ah
Tr2
+
MIN
发动机负荷
转矩信号
To
Tp
SW
加速器信号
SW
40e
Tp
加速器信号
最大允许转矩
Tp
40f
I3
Tp
电流值
I3
C
泵1·2
最大转矩控制
用电磁阀